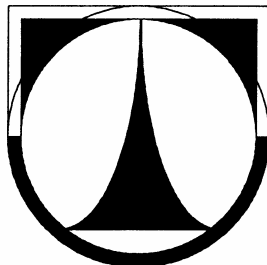


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
Katedra vozidel a motorů



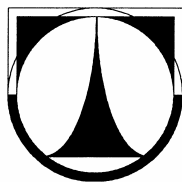
Konstrukce unifikované brzdové soustavy poloneseného stroje

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Petr Lukášek

Květen 2008

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

Konstrukce unifikované brzdové soustavy poloneseného stroje

Construction of uniform brake system of semi-mounted machine

Diplomová práce

KSD – DP – 566

Petr Lukášek

Vedoucí diplomové práce: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček
Konzultant diplomové práce: Ing. Michal Nýč

Počet stran: 49
Počet obrázků: 26
Počet příloh: 1
Počet výkresů: 4

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Konstrukce unifikované brzdové soustavy poloneseného stroje

Anotace

Diplomová práce se zabývá návrhem brzdové soustavy poloneseného stroje na zpracování půdy a setí firmy Farmet. Popisuje možné způsoby řešení brzdové soustavy a podrobněji se zabývá vybraným řešením, které je vzhledem ke konstrukci stroje a požadavkům na soustavu nejvýhodnější. Cílem práce je její využití v praxi.

Construction of uniform brake system of semi-mounted machine

Annotation

This diploma thesis deals with breaking system creation of semi-mounted machine used for seeding and soil cultivation manufactured by Farmet Company. Describes number of breaking system solving possibilities and deals in more detail with solution, which is optimal with regard to machine construction and system requirements. The aim of thesis is its usage in practice.

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

Dokončeno :

Archivní označení zprávy:

(př. 621.43.01)

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

2008

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....
podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu Doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi za vedení práce a rady při vypracování. Dále děkuji firmě Farnet a. s. z České Skalice za zprostředkování tématu práce a zejména panu Ing. Michalu Nýčovi za poskytnutý čas, cenné rady a připomínky během vypracování práce. Nakonec děkuji své rodině za trpělivost a velkou podporu během mého studia.



Seznam symbolů a jednotek

r_k	poloměr kola	[m]
ε	úhlové zrychlení rotujících částí nápravy	[rad.s ⁻²]
I_R	moment setrvačnosti rotujících částí nápravy	[kg.m ²]
F_B	brzdná síla nápravy	[N]
M_B	brzdňý moment vyvozený nápravou	[N]
M_{Bl}	brzdňý moment vyvozený jednou vlastní brzdou	[N]
m_n	zatížení nápravy	[kg]
f	součinitel valení	[-]
v_0	počáteční rychlost ze které je stroj brzděn	[m.s ⁻¹]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
s_{max}	maximální brzdná dráha daná předpisem	[m]
v	rychlost pohybu stroje	[m.s ⁻¹]
a	zrychlení stroje	[m.s ⁻²]
O_v	odpor vzduchu	[N]
O_f	odpor valení	[N]
p_k	tlak brzdové kapaliny	[bar]
v_p	pracovní rychlost	[m.s ⁻¹]
$F_{MV6,8}$	síla vyvozená membránovým válcem při tlaku vzduchu 6,8 bar	[N]
$F_{MV6,5}$	síla vyvozená membránovým válcem při tlaku vzduchu 6,5 bar	[N]
η_{HV}	účinnost hlavního válce	[-]
d_p	průměr pístku hlavního válce	[mm]
η_v	účinnost brzdového válečku	[-]
d_v	průměr pístku brzdového válečku	[mm]
R, m, e, a, b	obecné rozměry bubnové brzdy (viz obr. 24)	[mm]
F_1, F_2	síly od pístků brzdového válečku	[N]
ozn.	- označení	
T	- těžiště	



Obsah

Úvod	10
1 Secí stroje	11
1.1 Druhy setí.....	11
1.2 Hlavní části secího stroje	11
1.3 Požadavky na secí stroje	12
1.4 Rozdělení secích strojů	13
1.4.1 Rozdělení vzhledem ke způsobu setí.....	13
1.4.2 Rozdělení podle konstrukce podvozku.....	14
1.4.3 Rozdělení podle způsobu vpravování zrna do půdy.....	14
1.4.4 Speciální způsoby setí	16
1.5 Výhledem	16
2 Vrzdové soustavy secích strojů	17
2.1 Předpisy	17
2.1.1 Předpisy z hlediska brzdění	17
2.1.2 Zkoušky brzdění.....	17
2.2 Kolové brzdy používané na secích strojích	18
2.3 Ovládání brzd.....	19
2.3.1 Vzduch. jednohadicová soust. s jednoduch. brzd. Válci.....	19
2.3.2 Vzduch. Jednohadicová soust. s pružinovými brzd. válci.....	20
2.3.3 Vzduchová dvouhadicová soustava	21
2.3.4 Vzducho-kapalinová brzdová soustava.....	22
2.4 Obecné shrnutí.....	22
3 Secí stroj Excelent Premium	23
3.1 Popis stroje	23
3.2 Přepravní náprava.....	25
3.3 Rozbor možných řešení	26
4 Navržené varianty.....	27
4.1 Požadavky na brzdovou soustavu.....	27
4.2 Konstrukce brzdové soustavy	27



4.3	Výpočet potřebného brzdného momentu	28
4.4	Ovládání brzd	39
4.5	Vlastní kolové brzdy	30
4.5.1	Použití kotoučových brzd	30
4.5.2	Použití bubnových brzd	31
4.6	Řešení parkovací brzdy	32
4.6.1	Umístění ovládací páky v přední části stroje	32
4.6.2	Umístění ovládací páky v zadní části stroje	33
4.7	Výběr nejvhodnějších variant	34
4.7.1	Vlastní kolové brzdy	34
4.7.2	Ovládání parkovací brzdy	35
5	Optimální řešení brzdové soustavy	36
5.1	Vlastní kolové brzdy	36
5.2	Výpočet vzducho-kapalinového převodníku	36
5.2.1	Membránový válec	37
5.2.2	Hlavní válec	37
5.2.3	Nádobka na brzdovou kapalinu	38
5.3	Výpočet účinku vlastních kolových brzd	38
5.4	Umístění jednotlivých prvků soustavy	40
5.4.1	Ovládání provozní brzdy	40
5.4.2	Ovládání parkovací brzdy	41
5.5	Zahřátí brzd	42
5.6	Možnost dalšího využití	43
5.6.1	Využití pro stroj Excelent 6 Premium	43
5.7	Odvzdušnění kapalinové části soustavy	45
5.8	Cenový výpočet	45
6	Zhodnocení	47
	Seznam použité literatury	48
	Seznam příloh	49

Úvod

Protože mě už od dětství zajímala zemědělská technika, rozhodl jsem se zabývat ve své diplomové práci touto problematikou. Spolupracoval jsem s firmou Farmet a. s. Česká Skalice, která se zabývá mimo jiné výrobou zemědělských strojů na zpracování půdy.

Cílem mé práce byla konstrukce brzdové soustavy poloneseného secího stroje nového typu, firmy Farmet. Ten má zvláštní řešení konstrukce přepravní nápravy a doposud používanou brzdovou soustavu nebylo již možné použít.

Konstrukce secích strojů prošla za posledních deset let značnými změnami a nyní jsou využívány nejrůznější typy strojů. Proto se v první části zabývám popisem a rozdělením dnes používaných secích strojů.

V druhé části uvádím předpisy, týkající se secích strojů a průběh brzdných zkoušek. Dále uvádím druhy brzdových soustav, používaných na secích strojích.

Ve třetí části popisuji nový typ secího stroje Excelent firmy Farmet, který má být vybaven mnou navrhovanou brzdovou soustavou, a řešení jeho přepravní nápravy. Dále provádím rozbor možných řešení brzd.

Ve čtvrté části jsou uvedeny a popsány navržené varianty a výběr nejvhodnější varianty. Pátá část obsahuje rozbor a výpočty zvolené varianty řešení. V poslední části je potom provedeno zhodnocení výsledného řešení.

1. Secí stroje

Pro obecný popis funkce a rozdělení secích strojů používaných v dnešní době jsem použil následující literaturu: [1], [2], [3] a [4].

1.1 Druhy setí:

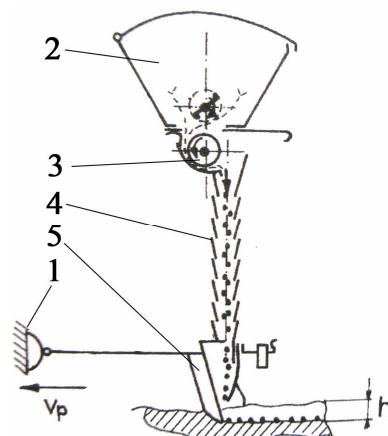
Při setí je třeba pravidelně rozmístit osivo do půdy tak, aby byly pro všechna semena vytvořeny stejné a co nejlepší vegetační podmínky. Podle druhu semen se seje do hloubky 1 – 8 cm. Pro nejvýhodnější podmínky je možné volit různé způsoby setí:

- 1) setí na široko je výhodné, protože jsou semena rozptýlena po celé ploše. Pro tento způsob setí však nejsou vhodné secí stroje, proto se na široko seje v menší míře.
- 2) setí řádkové se používá častěji. Podle pravidelnosti rozmístění semen v řádku se dělí na:
 - a) normální setí, používané hlavně pro výsev obilovin, olejnin a luskovin
 - b) přesné setí, které se používá hlavně pro výsev řepy a kukuřice
- 3) křížové setí, vznikající při vzájemně kolmých jízdách secího stroje. Částečně se tím řeší rozptýlení semen, avšak pro požadavek dvojnásobného počtu jízdy se nepoužívá.

1.2 Hlavní části secího stroje

Secí stroje (obr.1) obsahují obecně následující hlavní části:

- 1) rám stroje (popř. podvozek), na kterém jsou připevněny veškeré další části
- 2) zásobník osiva, popřípadě více zásobníků podle druhu secího stroje
- 3) výsevné ústrojí, starající se o dávkování osiva ze zásobníku k jednotlivým secím botkám (dávkování závisí na druhu osiva, šířky secího stroje a pracovní rychlosti stroje)

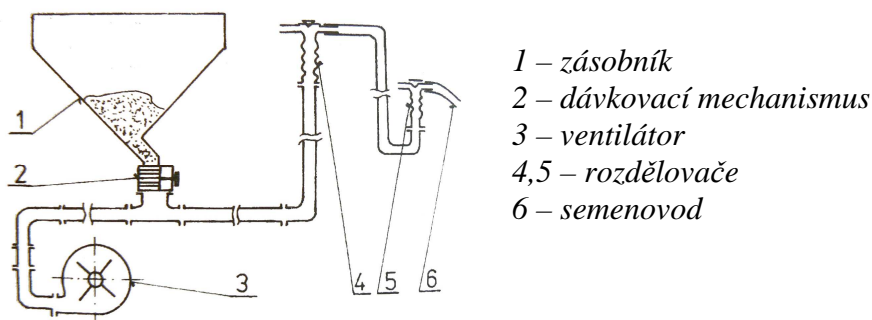


Obr.1: schéma secího stroje
1 - rám stroje, 2 - zásobník,
3 - výsevní mechanismus,
4 - semenovod, 5 - secí botka,
h - hloubka setí

Zdroj: [1]

Při zvětšování pracovního záběru secích strojů se uplatňují přednosti pneumatických výsevných ústrojí (obr.2) nad výsevnými ústrojími s gravitační dopravou osiva do půdy:

- snadné plnění centrálních zásobníků osiva
- flexibilní umístění zásobníků, které nemusí být v blízkosti secích btek
- snadné vyprázdnění zásobníku při přechodu na jiné osivo
- poměrně snadná kontrola měrného výsevku



Obr. 2: Pneumatický výsevný mechanismus, zdroj: [1]

- 4) semenovody, vedoucí semeno od výsevného ústrojí k secím botkám
- 5) secí botky a pomocné pracovní orgány, vpravující semeno do půdy v požadované hloubce a kvalitě
- 6) příslušenství, obsahující elektronické řídicí systémy (součástí celého systému bývá palubní počítač s čidly pro: identifikaci oseté plochy a pojezdové rychlosti, frekvenci otáčení hřídele výsevných mechanismů, změnu záběru, zvukovou výstrahu signalizující poruchu atd.)

1.3 Požadavky na secí stroje

Na secí stroje jsou kladeny vysoké požadavky. Dodržování agrotechnických lhůt při zakládání porostů plodin předpokládá vysokou plošnou výkonnost secích strojů při plnění náročných požadavků na kvalitu práce. Vysoká výkonnost je dosahována jak zvětšováním pracovních záběrů strojů, tak zvyšováním pracovní rychlosti a snižováním podílu ztrátových časů. Setí při pracovní rychlosti přes 10 km/h předpokládá, zvláště v systémech zakládání porostů bez orby, novou kvalitu vedení secích btek v půdě pro docílení především rovnoměrné hloubky uložení osiva v půdě.

Při rozšiřování technologií zjednodušeného zpracování půdy bez orby nabývá na významu kvalita ukládání osiva do půdy ve ztížených podmínkách pro setí, které jsou s uplatňováním těchto technologií spojeny. Jedná se zejména o setí při výskytu rostlinných zbytků předplodin na povrchu půdy a v povrchové vrstvě ornice a o setí při rozdílných mechanických vlastnostech povrchové vrstvy půdy. Pro založení výkonných porostů plodin je nutné dodržet požadovanou hloubku setí a rovnoměrnost hloubky, což je náročné zejména při vyšší pracovní rychlosti secích strojů.

1.4 Rozdělení secích strojů

Secí stroje lze dělit podle nejrůznějších hledisek, například podle způsobu setí, konstrukce nápravy, výsevného mechanismu, secích botek apod.

1.4.1 Rozdělení vzhledem ke způsobu setí

Vzhledem ke způsobu použití se secí stroje dělí do tří základních skupin:

- 1) secí stroje pro normální setí – vykonávající pouze řádkové setí
- 2) secí stroje pro přesné setí – tyto stroje se používají hlavně pro výsev řepy a kukuřice. Jsou řešeny jako samostatné secí jednotky, připojené ke společnému rámu. Jejich počet odpovídá počtu vysévaných řádků. Každá secí jednotka má zpravidla vlastní zásobník, výsevný mechanismus a secí botku. Tyto stroje mají oproti strojům pro normální setí větší rozteč řádků, podle druhu vysévaných semen.



Obr. 3: Secí stroj pro přesné setí – osmiřádkový, zdroj: [16]

- 3) secí stroje pro kombinované zpracování půdy a setí, kdy jsou před vlastním secím strojem řazeny půdopracující sekce, což umožňuje vykonání více pracovních operací na jeden přejezd a tím snížení nákladů na založení porostu. Tato třetí uvedená skupina strojů je v současné době velmi oblíbená.



*Obr.4: Secí stroj pro kombinované zpracování půdy a setí firmy Horsch, Zdroj: [16]
1 – zásobník osiva, 2 – část zpracování půdy, 3 – náprava, 4 - část pro setí*

1.4.2 Rozdělení podle konstrukce podvozku

Podle konstrukce podvozku lze secí stroje rozdělit na:

- 1) Nesené, kdy stroj nemá vlastní nápravu a je celou vahou zavěšen na traktoru.
- 2) Polonesené (obr.4), jež mají jednu přepravní nápravu, která nese určitou část hmotnosti stroje. Zbýlá část hmotnosti potom připadá na traktor.
- 3) Tažené, které mají nápravy v přední i zadní části stroje a nesou tak veškerou váhu secího stroje. Tento způsob se využívá u největších secích strojů dosahujících pracovní šířky 10 metrů a zásobníkem osiva až kolem 8 000 litrů.

1.4.3 Rozdělení podle způsobu vpravování zrna do půdy

Při zakládání porostů obilnin i dalších zrnin v podmínkách se zvýšeným množstvím rostlinných zbytků na povrchu půdy a v povrchové vrstvě ornice se v našich podmínkách v poslední době prosadily v zásadě tyto způsoby setí:

- a) uložení osiva do řádků diskovými botkami (obr.5a)

U strojů s diskovými botkami se podle typu používají jeden až tři disky na každou secí botku. Disky jsou ozubené nebo vlnité, postavené šikmo ke směru řádků, jejich použití závisí na typu půdy. Zatímco vlnité disky mohou půdu značně nakypřit a promíchat, hladké disky ji v oblastech setí nenakypří téměř vůbec. Součástí secích botek bývají kopírovací kolečka, které zajišťují dodržení hloubky setí jednotlivých secích botek. K dosažení potřebné hloubky musí být každý disk podle utužení půdy schopen přenést zatížení až 2000 N. To znamená, že stroj pro přímé setí s diskovými botkami by měl na metr pracovního záběru mít hmotnost jednu tunu.



Obr.5 a-disková secí botka, b-radličková secí botka, c-podřezávací radlička

Zdroj: [21], [22], [23]

b) uložení osiva do řádků radličkovými botkami (obr.5b)

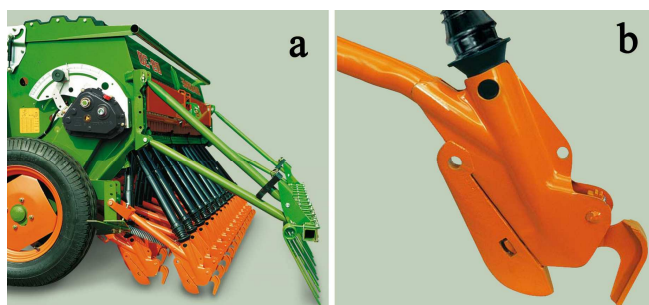
alternativou k diskům jsou radličkové botky v nejrůznějších provedení. Výběrem vhodných tvarů botek lze cíleně ovlivnit intenzitu kypření a promíchání půdy a vybrat si tvar secí rýhy, který se nejlépe hodí pro dané stanoviště. Radličkové botky kypří a mísí půdy výrazně více než diskové. Jelikož radličkové botky nepotřebují tak velké zatížení jako disky, aby pronikly do půdy, mohou být stroje lehčí. I tak je tu však třeba zatížení až 800 N na secí botku, aby byla dosažena požadovaná hloubka setí.

c) rozprostření osiva do pásů pod zdviženou zeminu a rostlinné zbytky

Pro tento způsob setí se používají podřezávací radličky (obr.5c) uspořádané ve více řadách. Osivo je proudem vzduchu dopravováno a ukládáno na rovné lůžko pod proud zeminy nadzdvížené radličkami. Vedle osiva je zde přímo možné dopravovat i granulované hnojivo.

d) ukládání osiva do rýh vytvářených dlátovými secími botkami (obr.6)

Dláto secí botky vytváří rýhu, do které je následně ukládáno osivo.



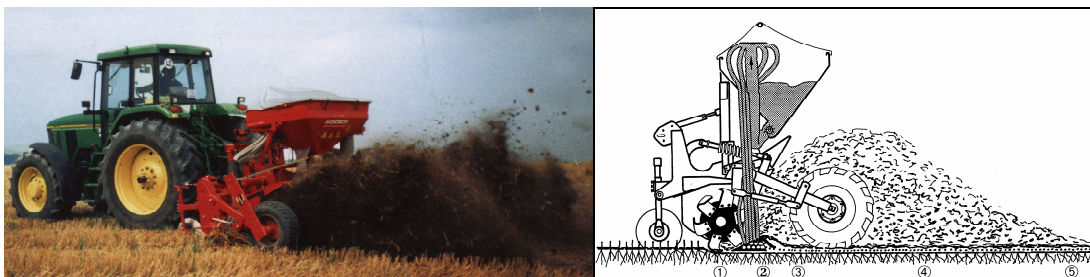
Obr.6: a – secí stroj Amazone s dlátovými secími botkami

b – detail dlátové secí botky

Zdroj: [22]

1.4.4 Speciální způsoby setí

Zvláštním případem je setí za použití půdní frézy. Osivo se většinou ukládá jednoduchými trubicemi pod proud zeminy po celé pracovní šíři frézy a potom pokryto směsí půdy a slámy dodanou rotorem frézy. Uložení na pevný podklad umožňuje stejnoměrnou hloubku setí spojenou s dostatečným zásobováním vodou při klíčení.



Obr. 7: Secí fréza Horsch 1 – podříznutí výsevného lůžka, 2 – položení osiva, 3 – zasypání osiva zeminou, 4 – dopad hrud a kamenů, 5 – dopad rostlinných zbytků
Zdroj: [12]

1.5 Výhledem

U technologií setí lze v blízké budoucnosti očekávat další zlepšení rovnoměrnosti hloubky setí i při různorodých podmínkách pro ukládání osiva do půdy a při zvýšené pracovní rychlosti. Lze předpokládat, že budou dominovat pneumatická výsevná ústrojí, na velkých pozemcích nebude výjimkou pracovní záběr secích strojů 9 m nebo dokonce 12 m.

2. Brzdové soustavy secích strojů

Pro popis brzd používaných na dnešních moderních secích strojích jsem brzdová zařízení rozdělil na vlastní (kolové) brzdy a převod brzdy (ovládání).

2.1 Předpisy

Aby mohl být secí stroj homologován a mohl se tak stát způsobilý převozu po pozemní komunikaci, musí splňovat řadu předpisů, například: označení, rozměry, osvětlení, brzdy a další.

2.1.1 Předpisy z hlediska brzdění

Secí stroj patří do kategorie SP (stroje pracovní). Brzdové zařízení vozidel této kategorie musí splňovat podmínky stanovené předpisem pro brzdové zařízení zemědělských vozidel [10].

Podle tohoto předpisu musí brzdová soustava secího stroje plnit funkci provozní, parkovací a nouzové brzdy. Dále udává, jaký musí mít účinek a předepisuje další obecné vlastnosti, například odstupňování účinku provozní brzdy, způsob ovládání parkovací brzdy apod.

2.1.2 Zkoušky brzdění

Zkoušky brzdění jsou součástí homologace, kterou v případě secího stroje provádí Státní zkušebna zemědělských, potravinářských a lesnických strojů. Secí stroj je při zkoušce připojen k traktoru, který má po dobu zkoušky brzdy vyřazené z činnosti. Celá souprava je tedy brzděna secím strojem a účinek je přepočítáván na zatížení brzděné nápravy secího stroje.

Zkouška provozního brzdění se dělí na dvě části:

- 1) zkouška normálního účinku brzd za studena - měří se brzdná dráha soupravy rozjeté z počáteční rychlosti (nejvyšší povolená rychlost stroje)
- 2) zkouška ztráty brzdného účinku – po předepsaném značném zatížení a zahřátí brzd se provádí zkouška shodná se zkouškou normálního účinku za studena s tím, že brzdový účinek nesmí klesnout pod stanovenou mez

Další částí zkoušky je zkouška parkovací brzdy na předepsaném stoupání, která se ale mnohdy provádí přepočtem z údajů naměřených při zkoušce provozní.

2.2 Kolové brzdy používané na secích strojích

V současné době používá většina výrobců secích strojů bubnové brzdy (obr.8), především vzhledem k vysoké odolnosti proti nepříznivým podmínkám, ve kterých se stroj provozuje. Funkční části brzdy jsou v tomto případě chráněny samotnou konstrukcí brzdy proti prachu a kusům hlíny, odlétajících od pracovních orgánů secího stroje. Používají se jak brzdy s rozevírácím klíčem v případě vzduchových soustav, tak i brzdy s brzdovým válečkem v případě ovládání kapalinou.



Obr.8: Bubnová brzda secího stroje Amazone Zdroj: [22]

Kotoučové brzdy (obr.9) na strojích zpracovávajících půdu zatím použila pouze firma Horsch. Částečné zakrytí chrání brzdou proti větším odlétávajícím kusům hlíny a kamenům, ovšem nezabrání zapadávání drobných částí půdy a vstupu prachu. Třecí části brzdy jsou tedy v tomto případě vystaveny značnému znečištění.

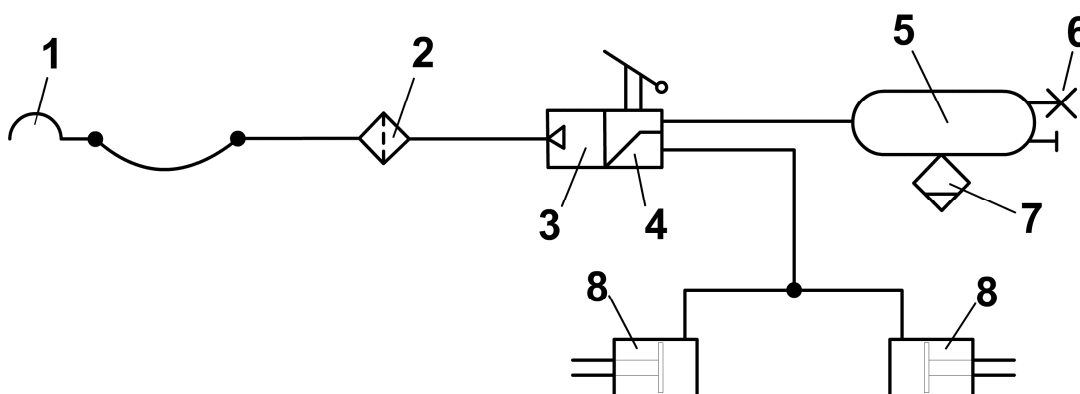


Obr.9: Kotoučová brzda použitá na secím stroji Horsch Zdroj: [23]

2.3 Ovládání brzd

V praxi se využívá více druhů soustav k ovládání brzd, které se liší podle používaného média (vzduch, vzduch + kapalina) přenášející tlakovou energii, počtem připojovacích větví na tažné vozidlo a podle možnosti použití (provozní, parkovací, nouzová).

2.3.1 Vzduchová jednohadicová soustava s jednoduchými brzdovými válci



Obr 10.: Schéma jednohadicové vzduchové soustavy s jednoduchými brzd. válci
1 – spojovací hlavice, 2 – potrubní filtr, 3 – brzdový ventil přívěsu (rozvaděč),
4 - regulátor brzdné síly, 5 – vzduchojem, 6 – zkušební přípojka, 7 – odvodňovací ventil, 8 – brzdový válec
Zdroj: [24]

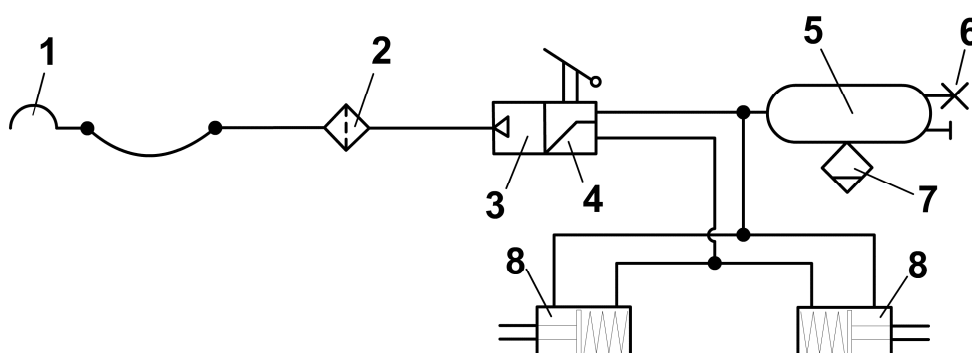
Funkce soustavy:

Při zapojení soustavy k tažnému vozidlu (traktoru) spojovací hlavicí je vzduch vpouštěn do rozvaděče, který nejprve natlakuje vzduchojem. Tímto je brzdová soustava uvedena do provozu. Ovládání brzd je prováděno brzdícím přívěsem umístěným na tažném vozidle. Ten při brzdění vypouští vzduch ve spojovací hadici (snižuje tím tlak), na což reaguje rozvaděč, jenž vpouští vzduch ze vzduchojemu do brzdových válců, které otáčí brzdovým klíčem a ovládají tak bubnové brzdy. Tato soustava má jednu spojovací hadici s traktorem, hadice tedy vykonává buď plnicí nebo regulační funkci. Při brzdění tedy není vzduchojem, díky poklesu tlaku ve spojovací hadici, doplňován vzduchem. Rozvaděč bývá doplněn ručně nastavitelným regulátorem brzdné síly, pomocí něhož lze částečně upravit intenzitu brzdění nápravy. U strojů, kde se nemění hmotnost stroje se regulátor nepoužívá,

například v případech, kdy výrobce předepisuje jízdu po pozemní komunikaci s prázdným zásobníkem osiva.

Tato soustava umožňuje díky jednoduchým brzdovým válcům pouze brzdění provozní a nouzové. Používá se tedy u strojů, které díky své malé hmotnosti nemají předepsanou parkovací brzdu, nebo u strojů, mající parkovací brzdu mechanickou.

2.3.2 Vzduchová jednohadicová soustava s pružinovými brzdovými válci



Obr 11.: Schéma jednohadicové vzduchové soustavy pružinovými brzd. válci

1 – spojovací hlavice, 2 – potrubní filtr, 3 – brzdový ventil přívěsu (rozvaděč), 4 – regulátorem brzdné síly, 5 – vzduchojem, 6 – zkušební přípojka, 7 – odvodňovací ventil, 8 – pružinový brzdový válec

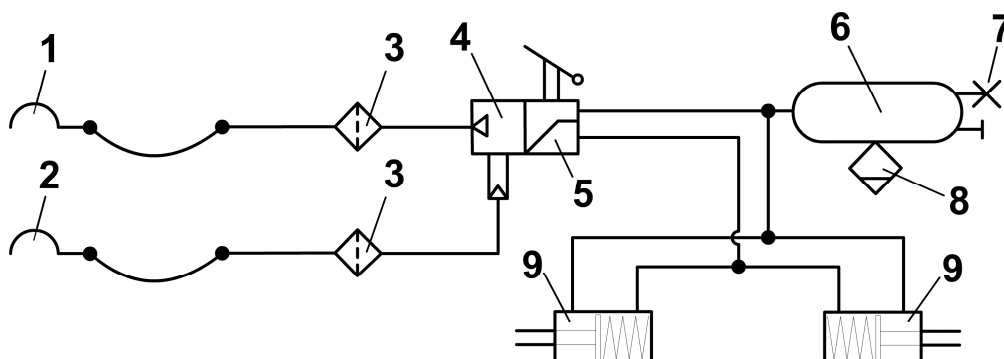
Zdroj: [24]

Funkce soustavy:

Na rozdíl od jednohadicové soustavy s jednoduchými brzdovými válci jsou v této soustavě umístěny pružinové brzdové válce, které upravují činnost celé soustavy. V případě odpojené soustavy nejde do válců žádný tlak a síla vyvozená pružinou způsobuje plné zabrzdění, plní tedy funkci parkovací brzdy. Vzduchové válce mají napojení jak na rozvaděč, tak na vzduchojem. Při zapojení brzdové soustavy dojde k natlakování vzduchojemu. Tento tlak se ale dostává i do válců, kde způsobuje stlačení pružin a odbrzdí tak nápravu. Při brzdění rozvaděč přepouští brzdový tlak do válců (do prostoru pružin), které způsobují provozní brzdění. V případě přetržení hadice tedy rozvaděč vyrovná tlak v brzdící větvi i v odbrzdňovací větvi a dochází k nouzovému zabrzdění způsobené silou pružiny.

Toto zapojení je tedy složitější, ovšem svou funkcí splňuje předpisy pro nejtěžší kategorii speciálních strojů s hmotností přesahující 6 tun bez nutnosti konstrukce mechanické parkovací brzdy.

2.3.3 Vzduchová dvouhadicová soustava



Obr 12.: Schéma dvouhadicové vzduchové soustavy

1 – spojovací hlavice plnicí větve, 2 – spojovací hlavice ovládací větve, 3 – potrubní filtr, 4 – brzdový ventil přívěsu pro dvouhadicovou soustavu (rozvaděč), 5 – regulátorem brzdné síly, 6 – vzduchojem, 7 – zkušební přípojka, 8 – odvodňovací ventil, 9 – pružinový brzdový válec

Zdroj: [24]

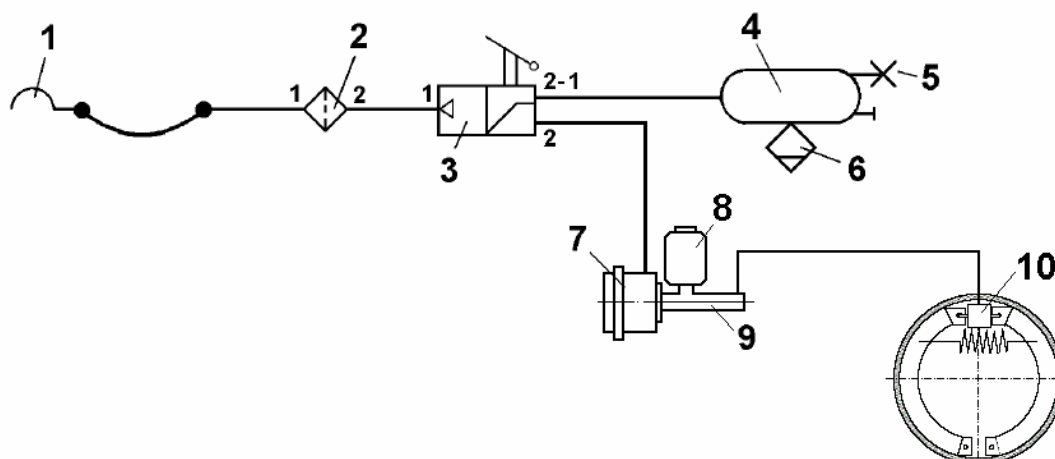
Popis funkce:

V případě dvouhadicové soustavy je vzduchojem přívěsu trvale plněn tlakovým vzduchem z plnicí větve a ovládací větve slouží k plynulé regulaci brzdění. Ovládací ventil v tomto případě propojuje plnicí větev se vzduchojemem a při zvýšení tlaku v regulační větvi zajišťuje vpuštění tlakového vzduchu k vlastním brzdám jednotlivých kol.

V některých státech (např. Slovensko) musí být polonesené zemědělské stroje s celkovou hmotností převyšující 6 tun podle předpisu vybaveny dvouhadicovou brzdovou soustavou.

Výhodou dvouhadicové soustavy je rychlé a nepřerušované plnění vzduchojemů, rychlejší přívod vzduchu k brzdovým ústrojím (předstih brzdění) a citlivější ovládání intenzity brzdění.

2.3.4 Vzducho-kapalinová brzdová soustava



Obr 13.: Schéma jednohadicové vzducho-kapalinové soustavy

1 – spojovací hlavice, 2 – potrubní filtr, 3 – brzdový ventil přívěsu s regulátorem brzdné síly, 4 – vzduchojem, 5 – zkušební přípojka, 6 – odvodňovací ventil, 7 – membránový válec, 8 – nádobka s brzdovou kapalinou, 9 – hlavní válec, 10 – brzdový váleček bubnové brzdy

Zdroj: [24]

Vzduchová část této soustavy je shodná s výše uvedenými soustavami. Místo pružinového válce je zde vzducho-kapalinový převodník, složený z membránového válce a hlavního válce.

Funkce:

Při brzdění vpustí rozvaděč tlak vzduchu do převodníku. Membránový válec vyvodí sílu a přenáší ji na píst hlavního válce, který docílí zvýšení tlaku brzdové kapaliny. Kapalina dále prostřednictvím brzdového válečku ovládá vlastní brzdu.

Na obr.13 je schéma jednohadicové soustavy, ovšem v případě vzducho-kapalinového provedení lze podle potřeby použít i dvouhadicového zapojení.

2.4 Obecné shrnutí

Obecně lze říci, že u strojů, kde je v okolí brzděných kol dostatek místa pro umístění vzduchových brzdových válců, se využívá vzduchových brzdových soustav. Vzduchový brzdový válec v tomto případě ovládá brzdy natáčením brzdového klíče. Ovšem některé nápravy secích strojů jsou umístěny ve velmi omezeném prostoru. V tomto případě se využívá vzduchokapalinových soustav, kdy je ovládání zajištěno pomocí brzdového válečku.

3. Secí stroj Excelent Premium

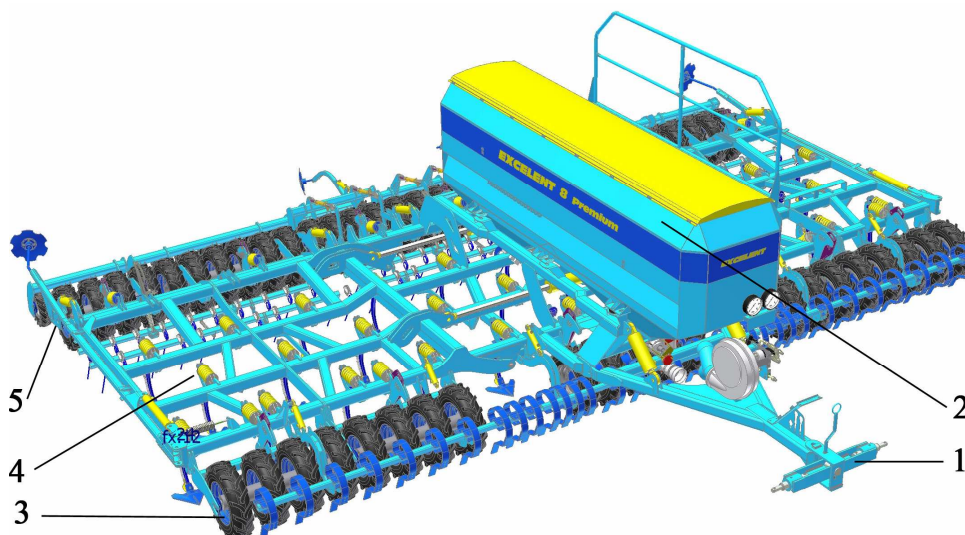
V této části se zabývám stručným popisem secího stroje, který má být vybaven mnou navrhovanou brzdovou soustavou, zejména potom zvláštní konstrukcí přepravní nápravy.

3.1 Popis stroje

Excelent Premium je radličkový secí stroj sloužící k setí všech druhů plodin. Dle podmínek může být setí provedeno do podmětky, do orby nebo do již připravené půdy.

Jedná se o polonesený stroj o pracovní šířce 8 metrů (ozn. Excelent 8 Premium). Alternativou je stroj šíře 6 metrů (ozn. Excelent 6 Premium). Ovšem vzhledem k návrhu brzd se v této práci zabývám především větší variantou (Excelent 8 Premium).

K tažnému prostředku je stroj zapojen do ramen hydrauliky. Výkon tažného prostředku musí být alespoň 180 kW, pro bezproblémový provoz při těžších podmínkách (větší hloubka záběru či těžší půda).



Obr.14: Secí stroj Excelent 8 Premium

Zdroj: [Farmet]

1 – oj, 2 – zásobník osiva, 3 – přední pneumtický pčch, 4 – tři řady podřezávacích radliček, 5 – zadní pneumtický pčch

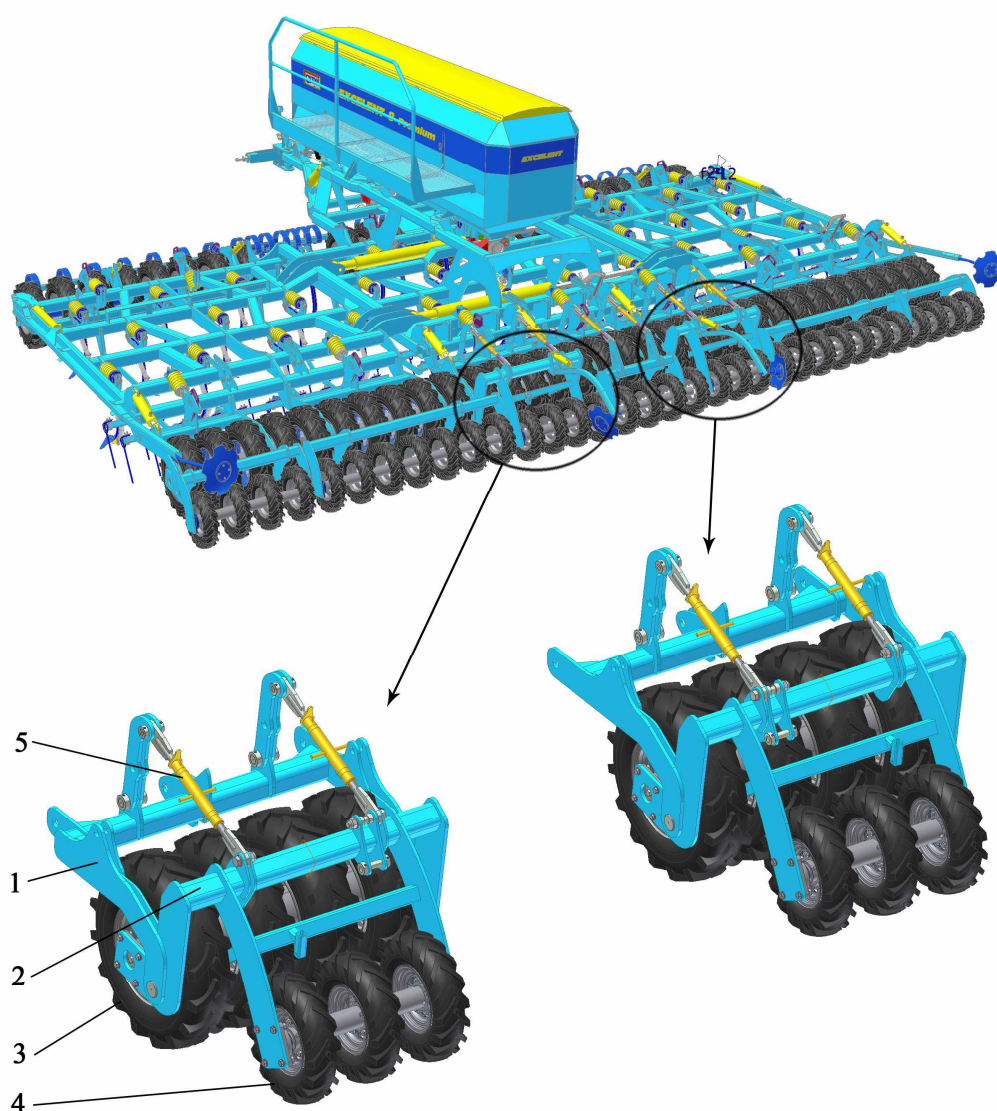
Stroj vykonává na jedno přejetí více operací najednou. Pracovní orgány stroje jsou rozmístěny do několika řad, upevněné do robustního rámu. V přední části dochází k urovnání půdy a přední řada pneumatik zajišťuje přechování, obnovení kapilarity a slouží také k hloubkovému vedení stroje. Ve střední části stroje jsou umístěny tři řady radliček, které vytvářejí seťové lůžko a ukládají osivo a hnojivo. Každá z radliček je chráněna proti přetížení pružinovým jištěním, což umožňuje bezproblémový provoz stroje i v kamenitých půdách. Za radličkami následují dvě řady prutových zavlačovačů upravující prokypřenou zeminu. V zadní části stroje se nachází pneumatický pěch, tvořený dvěma řadami pneumatik, které zajišťují konečné utužení půdy a také hloubkové vedení stroje.

Ve střední části je nad rámem podélně uložený zásobník na osivo a granulované hnojivo se dvěma dávkovacími systémy o celkovém objemu 4000 litrů. Ze zásobníku je osivo dopravováno k radličkám pomocí pneumatického systému.

Zvednutím bočních částí rámu do svislé polohy lze stroj složit na přepravní šířku 3m a přepravní výšku 4m. Tyto rozměry jsou v souladu se zákonem o silničním provozu. Tím je stroj schopen přepravy po pozemních komunikacích při přesunu mezi pracovišti. Hmotnost stroje v osmimetrovém provedení je 7000 kg (zatížení nápravy 4500 kg). Hmotnost stroje šířky 6 metrů činí 6000kg (3800 kg na nápravu). Menší pracovní šířka stroje Excelent 6 je způsobena úpravou bočních částí rámu. Střední část zůstává stejná, na konstrukci brzd verze s menším pracovním záběrem má tedy vliv pouze menší hmotnost tohoto stroje.

3.2 Přepravní náprava

Dvě části zadního pneumatického pěchu slouží zároveň jako přepravní náprava stroje (obr 15). Rámy nápravy jsou s rámem stroje spojeny pomocí vidlice, která je hydraulicky ovládána a změnou polohy vůči rámu tak zvedá celý stroj. Při plném zvednutí dochází pomocí polohovacích táhel k nadzvednutí zadní řady pneumatik. Vlastní přepravní nápravu tedy tvoří pouze dvě části první řady pneumatik zadního pneumatického pěchu. Tvoří ji tedy osm kol připevněných ke dvěma hřídelům. Jsou to tedy dva válce tvořené čtyřmi pneumatikami.



Obr.15: Pohled na zadní část stroje Excelent Premium – detail dvou částí pneumatického pěchu, které vykonávají funkci přepravní nápravy Zdroj: [Farmet]
1 – vidlice upevnění k rámu stroje, 2 – rám části nápravy, 3 – přední řada pneumatik, 4 – zadní řada pneumatik, 5 – polohovací táhla

Kola jsou od sebe vzdálena tak, aby obě řady co nejlépe plnily funkci pěchu po celé pracovní šířce. Mezi sousedními koly je tedy omezený prostor a v místech uchycení hřídelů k rámu nápravy je tento prostor ještě zmenšen táhly vidlice. Místo pro vlastní kolové brzdy je také omezeno velikostí disků kol 12“.

3.3 Rozbor možných řešení

Vzhledem k omezenému prostoru kolem brzděných kol a jejich velikosti bude možné použít vlastní kolové brzdy omezených rozměrů a bude výhodné je umístit do prostoru disků kol, aby byly také chráněny proti částem odlétající zeminy od pracovních částí stroje. Vzhledem ke konstrukci nápravy rozdělené na dvě části však bude možné použít např. čtyři vlastní brzdy, čímž se zvýší účinek omezený velikostí brzd. V podstatě je možné použít bubnových brzd nebo kotoučových brzd. V případě provedení s použitím kotoučových brzd bude nutné použít dostatečného zakrytování proti odlétávajícím částem, musí ovšem umožnit přístup vzduchu pro chlazení kotouče.

K ovládání brzd bude nutné využít vzduchokapalinové soustavy, díky omezenému prostoru pro umístění pružinového válce a páku ovládání rozevíracího klíče. Tyto části by byly v okolí takto seřazených kol vystaveny značnému znečištění a možnému poškození od kamenů. Hadičky kapalinové části vzadu bude možné vést podél rámu tak, aby bylo zajištěno jejich chránění před poškozením.

4. Navržené varianty

V této části jsou uvedeny návrhy brzd pro secí stroj Excelent, jejich popis a výběr nejvhodnější z uvedených variant.

4.1 Požadavky na brzdovou soustavu:

- vyvození požadovaného brzdového momentu (daný předpisem)
- schopnost provozu v nepříznivých podmínkách – prach a odlétávající části zeminy od pracovních orgánů stroje
- dlouhá životnost
- spolehlivost
- provoz s minimální údržbou
- nízká cena

4.2 Konstrukce brzdové soustavy

Vzhledem k předpokládanému vyráběnému množství secích strojů Excelent, v množství nepřevyšující cca 50 kusů za rok, jsem pro sestavení brzdové soustavy používal dílů, které nabízejí výrobci brzd. Vlastní konstrukční návrh součástí brzd a jejich výroba by byla v takovémto vyráběném množství velice drahá.

Při sestavování brzdové soustavy jsem využíval dílů a materiálů výrobců brzd následujících firem:

Knorr-Bremse [17], Wabco [20], Knott [19], TRW [27], ATE [28], HALDEX [29].

Knorr-Bremse, Haldex a Wabco jsou výrobci brzd a komponentů brzdových soustav pro nákladní automobily. Vlastní brzdy vyrábějí většinou vzduchem ovládané a velikostně pro kola s disky nejméně 15“. Proto od těchto firem bylo možné použít díly brzdové soustavy, např. brzdový ventil, vzduchojem, spojovací hadice, membránový válec apod.

TRW a ATE se zabývají mimo jiné výrobou vlastních brzd automobilů, kotoučových i bubnových, firma Knott výrobou vlastních brzd pro kolové dopravní a manipulační stroje. Od těchto výrobců jsem vybíral vlastní brzdy pro použití na secí stroj.

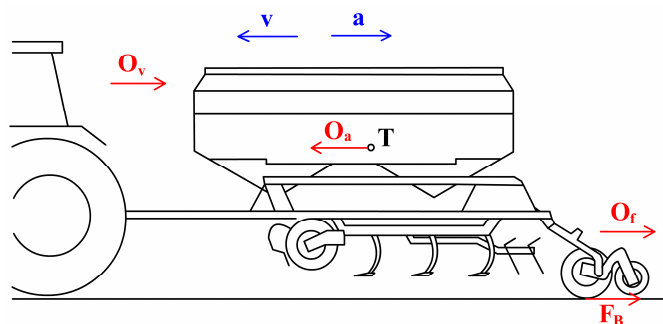
4.3 Výpočet potřebného brzdného momentu

Při výpočtu brzdného momentu, jenž musí vyvodit brzdy nápravy, jsem vycházel z maximální brzdné dráhy, která musí být splněna při brzdové zkoušce a konstrukční rychlosti stroje 30 km/h. U předběžného výpočtu jsem zanedbal působení odporů a rotačních hmot.

Předpis EHK – TRANS/SC1/WP29/R.294 [10] předepisuje maximální brzdovou dráhu soupravy:

$$s_{\max} = 0,1 \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{78} = 0,1 \cdot 30 + \frac{30^2}{78} = 14,5m \quad (1)$$

Síla potřebná k zastavení hmoty, kterou nese náprava, vychází z vnější rovnováhy vozidla (obr.16). Vzhledem k relativně nízké provozní rychlosti stroje zanedbávám odpor vzduchu.



Obr.16: Vnější rovnováha secího stroje Zdroj: vlastní

$$F_B + O_f - O_a = 0 \quad (2)$$

$$F_B + O_f = m_n \cdot a \quad (3)$$

$$F_B = m_n \cdot a - O_f = m_n \cdot a - f \cdot m_n \cdot g \quad (4)$$

Při výpočtu zrychlení (resp. zpomalení) jsem vycházel ze základních vztahů pro

$$\text{rychlost } v = \frac{ds}{dt}, \text{ zrychlení } a = \frac{dv}{dt}.$$

$$a \cdot ds = v \cdot dv \quad (5)$$

$$a \cdot \int_0^{s_{\max}} dv = \int_0^{v_0} v \cdot dv \quad (6)$$

$$a \cdot s_{\max} = \frac{1}{2} v_0^2 \quad (7)$$

$$a = \frac{v_0^2}{2 \cdot s_{\max}} = \frac{(8,3m/s)^2}{2 \cdot 14,5m} = 2,3m/s^2 \quad (8)$$

Síla potřebná k zabrzdění hmoty 4500kg, připadající na nápravu je potom po dosažení do rovnice (2) (pro jízdu po asfaltovém povrchu jsem uvažoval součinitel valivého odporu $f = 0,015$):

$$F_B = m_n \cdot a - f \cdot m_n \cdot g = 4500\text{Kg} \cdot 2,3\text{m/s}^2 - 0,015 \cdot 4500\text{Kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \doteq 9690\text{N} \quad (9)$$

Z rovnováhy na kole potom vychází potřebný brzdový moment všech vlastních brzd nápravy. Zde jsou zahrnuty rotující hmoty všech osmi kol nápravy. Hodnotu momentu setrvačnosti kola $I_K = 0,8\text{Kg} \cdot \text{m}^2$ jsem převzal z [6]. Kola nápravy jsou vypěněny a jejich tuhost neměla dovolit značnou deformaci. Proto uvažuji dynamický poloměr kola stejný jako poloměr udávaný výrobcem kola [26], tedy 305mm.

$$M_B = F_B \cdot r_K + 8 \cdot I_K \cdot \varepsilon = F_B \cdot r_K + I_R \cdot \frac{a}{r_K} = 9690\text{N} \cdot 0,305\text{m} + 8 \cdot 0,8\text{Kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{2,3\text{m/s}^2}{0,305\text{m}}$$
$$M_B = 3004\text{Nm} \quad (10)$$

Každá ze čtyř uvažovaných brzd tedy musí vyvodit moment:

$$M_{B1} = \frac{M_B}{4} = 751\text{Nm} \quad (11)$$

Každá ze čtyř uvažovaných vlastních brzd musí tedy vyvodit moment 751Nm. Na základě této hodnoty a rozměru disku kola jsem vybíral vlastní brzdy pro možnou aplikaci na secí stroj.

4.4 Ovládání brzd

Jak již bylo zmíněno v minulé části, k ovládání brzd bude nutné využít soustavu se smíšeným převodem, tedy vzduchokapalinovou soustavou (obr.13). Použil jsem jednohadicové soustavy, která se u těchto strojů nejčastěji používá kvůli jednoduššímu provedení.

Na vzduchové části bylo uvažováno použití dílů schodných se soustavou, která je použita na předchozích typech stroje (jejich specifikace je uvedena v další části práce). Bylo by to zejména vzduchové vedení, brzdový ventil a vzduchojem. Důvodem použití těchto dílů je prověřená funkce, spolehlivost, nízká cena a také unifikace určitých částí strojů.

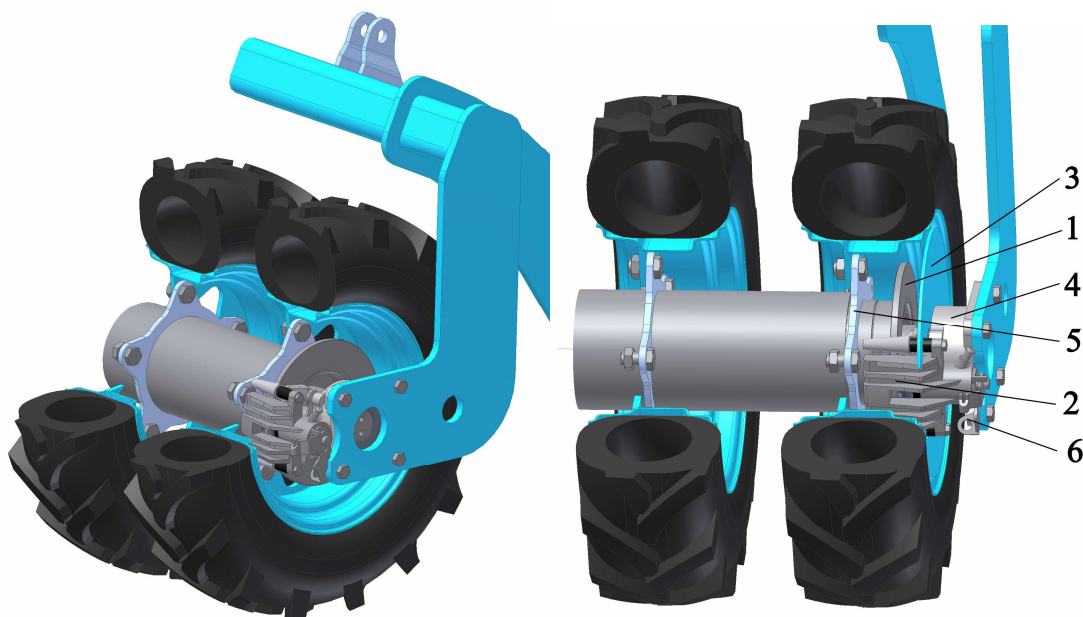
Při použití této soustavy na stroji s jinou hmotností je možná jednoduchá změna částí vzduchokapalinového převodníku a upravení tak výsledných parametrů brzdové soustavy, odpovídající danému typu stroje.

4.5 Vlastní kolové brzdy

Z důvodu omezení rozměrem disků kol 12“ a prostorem mezi sousedními koly je nutné použít vlastní kolové brzdy velikosti shodné s menším osobním automobilem, nebo malým pracovním strojem. Brzdy takovýchto rozměrů, nabízené uvedenými výrobci, jsou schopny vyvinout maximální brzdný moment 1300Nm.

4.5.1 Použití kotoučových brzd

V této variantě je použit brzdový kotouč o průměru 210mm s plovoucím brzdovým třmenem. Na obr.17 je znázorněn řez polovinou přepravní zadní nápravy ve dvou pohledech. Pro přehlednost jsou i kola a disky v částečném řezu. Brzdový kotouč je spolu s hvězdicí disku krajního kola připevněn ke hřídeli pomocí pěti šroubů. Úchyt třmenu brzdy je přišroubován k domečku ložiska.



Obr.17: Poloviční řez jedné z částí nápravy – s kotoučovou brzdou Zdroj: vlastní
1 – brzdový kotouč, 2 – třmen brzdy, 3 - kryt brzdy, 4 – domeček ložiska,
5 – hvězdice disku kola, 6 - uchycení lanovodu parkovací brzdy

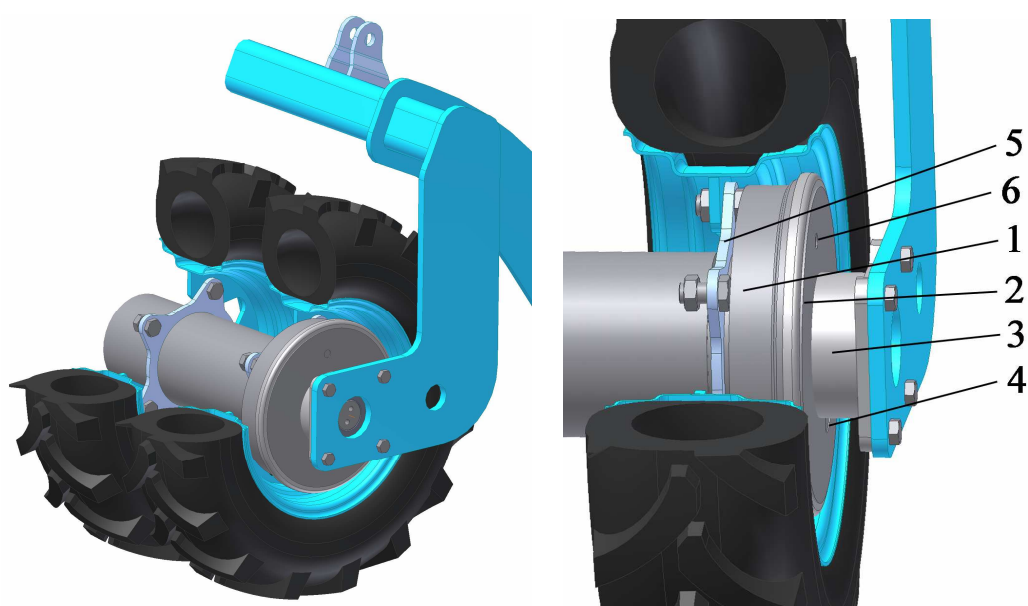
Třmen brzdy je z větší části uložen do vnitřního prostoru disku kola a je tak chráněn proti odlétávajícím částem půdy a kamenům. Ty by se ovšem do prostoru brzdy mohly dostat i odrazem ze zadní části a způsobit poškození brzd. Proto bylo nutné navrhnout kryt, který zabrání vniknutí větších částí. Zároveň ovšem snižuje možnost proudění vzduchu kolem kotouče a zhoršuje jeho ochlazování. Na obr.16

není pro přehlednost pohledu v levé části obrázku tento kryt viditelný, je znázorněn pouze v pravé části obrázku. Kryt by ale nezabránil usazování drobných částí na třmenu brzdy a mohla by tak být omezena jeho funkce.

Část třmenu, kde je uchycení pro lanovod parkovací brzdy se nachází v prostoru mimo disk kola, který není chráněn ani krytem. V tomto místě jsem zvažoval zvláštní kryt, chránící táhlo a lanko. Kryt by ovšem ochránil tyto části pouze proti větším částem. Nezabránil by tak usazování prachu, který by mohl omezit funkci brzdy.

4.5.2 Použití bubnových brzd

Buben brzdy je spolu s hvězdicí krajního kola připevněn pěti šrouby ke hřídeli. Štít brzdy je připevněn čtyřmi šrouby k domečku ložiska. Pro tento případ jsem použil bubnovou brzdu s vnějším průměrem bubnu 240mm (tedy v tomto případě typ brzdy 220x30).



Obr.18: Poloviční řez jedné z částí nápravy – s bubnovou brzdou Zdroj: Vlastní
1 – brzdový buben, 2 – štít brzdy, 3 - domeček ložiska , 4 – místo vývodu lanovodu
parkovací brzdy, 5 – hvězdice disku kola, 6 – připojovací závit brzdového válečku

Mezi diskem a bubnem je dostačující prostor pro proudění vzduchu a chlazení. Všechny funkční části brzdy (i uchycení lanovodu parkovací brzdy) jsou chráněny bubnem a štítem brzdy proti odlétávající hlíně, ale také proti prachu. To je velikou výhodou pro bezporuchovou a spolehlivou funkci brzdy v nepříznivých podmínkách.

4.6 Řešení parkovací brzdy

Použití vzduchokapalinové soustavy vyžaduje další řešení mechanismu parkovací brzdy. Předpisy upravující brzdy totiž stanovují mechanické ovládání parkovací brzdy.

Například u vzduchové soustavy (kap. 2.3.2) při použití pružinového brzdového válce je síla způsobující činnost parkovací brzdy vyvozena pružinou válce – tedy mechanicky. Při natlakování je válec odbrzděn. Tento případ je v souladu s předpisy.

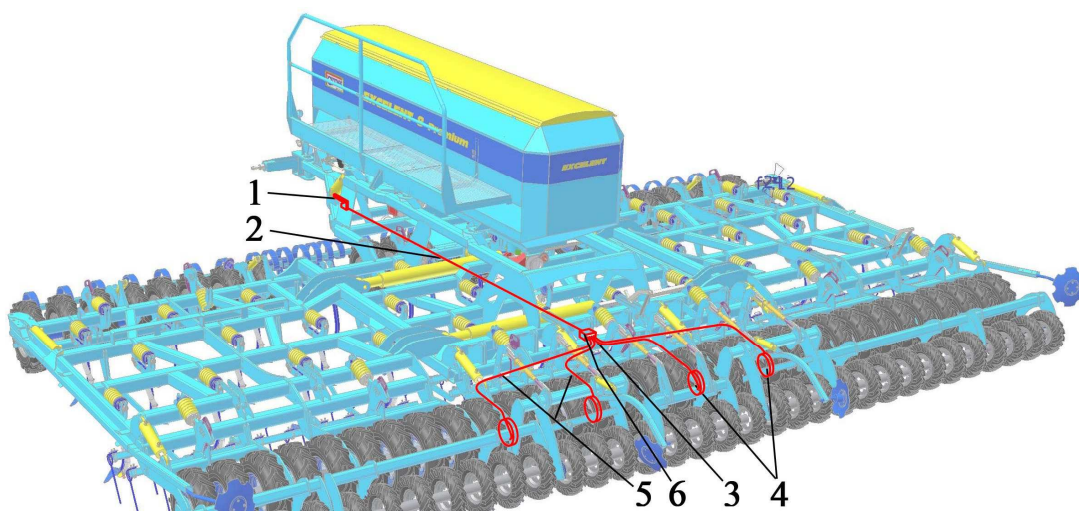
V případě vzduchokapalinové brzdové soustavy tlak vzduchu resp. kapaliny způsobuje přímo brzdění. Funkce rozvaděče zajišťuje provozní a nouzové brzdění na základě poklesu tlaku ve spojovací hadici. Stejně tak by soustava splňovala i funkci parkovací brzdy. Ovšem brzdná síla by byla vyvozena na základě tlaku vzduchu a kapaliny. Toto předpisy neumožňují, protože při delším stání by mohlo dojít k poklesu tlaku v soustavě a tím ke snížení účinku parkovací brzdy.

V praxi se samotná parkovací brzda, která má manuální ovládání, příliš nepoužívá. Polonesený secí stroj se položí na podřezávací radličky a je tak zajištěn proti pohybu. Aby stroj splňoval předpisy a mohl tak být homologován, musí být ruční brzdou vybaven.

Pro ovládání funkce parkovací brzdy jsem tedy navrhl řešení, jehož základem je ruční ovládání pákou s přenosem ovládací síly pomocí lanovodů.

4.6.1 Umístění ovládací páky v přední části stroje

Jednou z možností je umístění ovládací páky parkovací brzdy v přední části. Lanovody od jednotlivých vlastních brzd jsou svedeny do zadní částí a uchyceny k táhlu, vedoucímu k ovládací páce. Mechanismus uchycení lanovodů k táhlu musí vyrovnávat drobné rozdíly délky lan a rovnoměrně rozdělit ovládací sílu pro jednotlivé brzdy. Kvůli ovládání čtyř brzd najednou musí být ovládací páka delší než u osobních automobilů.

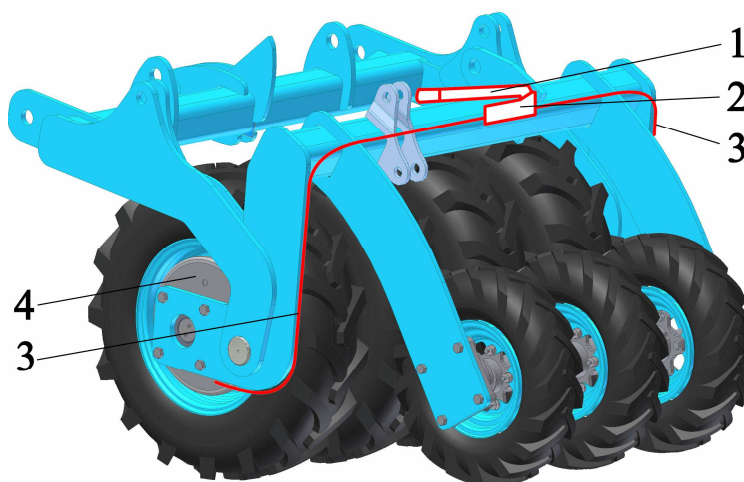


*Obr.19: Schéma soustavy ovládání parkovací brzdy s ovládací pákou vpředu
1 – ovládací páka, 2 – táhlo, 3 – uchycení brzdových lan na táhlo, 4 – vlastní kolové
brzdy, 5 - lanovody, 6 – kryt mechanismu uchycení* Zdroj: Vlastní

Výhodou tohoto řešení je pohodlné ovládání všech brzd najednou z přední části stroje. Nevýhodou této varianty je ovšem konstrukce střední části stroje pod zásobníkem osiva a za ním. Zde se nachází hydraulické válce ovládání nápravy a sklápění bočních částí, pružiny jištění radliček, množství hadic pneumatického výsevného ústrojí a hydraulických hadic. Ovládání brzd by se tedy muselo vyhnout řadě dalších prvků. Proto je další možností umístění ovládání parkovacích brzd v zadní části stroje.

4.6.2 Ovládání parkovací brzdy ze zadní části stroje

Parkovací brzda je v tomto případě rozdělena na dvě části. Obě části nápravy jsou ovládány samostatnou pákou, která je umístěna na rámu nápravy (obr.20). Lanovody jsou vedeny k vlastním brzdám podél rámu a mohou tak být chráněny proti poškození při pracovní činnosti stroje. Řešením samotného mechanismu ovládání, který zajišťuje uchycení brzdových lanek a stejnoměrné rozdělení síly na obě kola, se zabývám v dalších kapitolách.



Obr.20: Schéma soustavy ovládní parkovací brzdy s ovládací pákou v zadní části stroje – zobrazení jedné ze dvou částí nápravy Zdroj: vlastní
1 – ovládací páka, 2 – mechanismus ovládní, 3 – lanovod, 4 – kolová brzda

4.7 Výběr nejvhodnějších variant

4.7.1 Vlastní kolové brzdy

Při rozhodování o použití bubnových nebo kotoučových vlastních brzd jsem vycházel z hlavních požadavků na brzdovou soustavu – dlouhá životnost a spolehlivost za nepříznivých podmínek.

Při použití kotoučové brzdy jsou funkční části vystaveny nepříznivým vlivům, kterým jsou při použití na secím stroji vystaveny. Navržené zakrytování musí zajišťovat ochranu proti vniknutí větších částí. Musí ale také umožnit proudění vzduchu potřebného pro chlazení. Činnost brzdby by tedy mohlo omezit zejména značné zanesení třmenů vrstvou jemné hlíny a koroze brzdového kotouče. Secí stroj je používán pouze v určitých obdobích, ve zbývajícím čase je odstaven. Protože se secí stroje většinou neparkují do zastřešených prostor, po několikaměsíčním stání by se projevila na kotoučích značná koroze. Životnost brzdových destiček by se tak značně snížila.

Z uvedených důvodů jsem se rozhodl pro použití bubnových brzd. Ty mají funkční části zakryty uvnitř bubnu a nepříznivé pracovní podmínky (prašnost a odlétávající hlína) by se neměly na její účinnosti značně projevit. Zároveň jsou také chráněny proti nepříznivým podmínkám v době odstavení stroje.

4.7.2 Ovládání parkovací brzdy

Kvůli jednoduchosti řešení, vzhledem k malému využití parkovací brzdy, jsem se po poradě s konstruktéry firmy Farnet rozhodl pro ovládání brzdy v zadní části stroje dvěma pákami (kap.4.6.2). V tomto případě byl nutný návrh mechanismu ovládání, který měl být jednoduchý, spolehlivý a výrobně nenáročný. Konečný návrh mechanismu je popsán v další části této práce, která se zabývá zpracováním optimálního konstrukčního návrhu.

5. Optimální řešení brzdové soustavy

V této části je popsáno vybrané optimální řešení brzdové soustavy, výpočet parametrů jednotlivých částí soustavy, uchycení vlastních brzd a mechanismus parkovací brzdy.

5.1 Vlastní kolové brzdy

Na trhu je celá řada typů a velikostí bubnových brzd, možných použít pro tento konkrétní případ. Většina výrobců ovšem vyrábí brzdy přímo pro konkrétní typy automobilů, proto k nim neudává žádné bližší parametry.

Pro moje řešení jsem se rozhodl použít bubnové brzdy typového čísla 24966 od firmy Knott [19], vzhledem k uváděným parametrům. Brzda o průměru 200mm a šířce obložení 30mm, s pracovním tlakem do 120 barů má být podle údajů výrobce schopna vyvodit brzdový moment až 1300Nm. Je tedy schopna vyvodit požadovaný brzdový moment a díky menším rozměrům bude mezi bubnem a ráfkem kola dostatečný prostor pro proudění vzduchu a chlazení bubnu.

Náprava je vybavena čtyřmi brzdami uvedeného typu. Každý z bubnů je pomocí pěti šroubů M16-25 připevněn ze strany hřídele do prostoru disku krajního kola. Pod hlavy šroubů jsem navrhnul zvláštní podložku, která rovnoměrně rozkládá tlak od hlav šroubů na buben. Hlavy šroubů jsou ve vnitřním prostoru bubnu. Pro nedostatek místa pro šrouby s klasickou šestihrannou hlavou, resp. nedostatek místa pro zašroubování, volím výše uvedené šrouby M16-30 s vnitřním šestihranem.

Každý ze štítů je osmi šrouby M8-25 připevněn k domečku uložení ložiska, ten je připevněn k rámu nápravy. Výše popsané uchycení bubnové brzdy je znázorněno v příloze – výkres KSD-DP-004.

5.2 Výpočet vzducho-kapalinového převodníku

Pro správnou funkci soustavy bylo zapotřebí vybrat jednotlivé díly převodníku takových parametrů, aby bylo dosaženo požadovaného brzdného momentu soustavy. Převodník se skládá z membránového válce a hlavního brzdového válce s nádobkou na brzdovou kapalinu. Membránový převodník převádí tlakovou



Obr.21: Vzduchokapalinový převodník
Zdroj: [25]

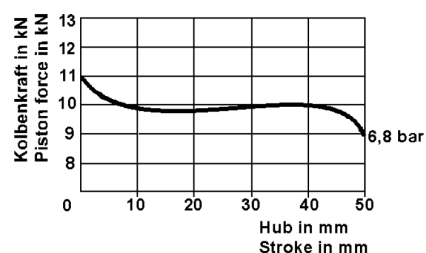
energii vzduchu na sílu působící na pístek hlavního brzdového válce, který vyvozuje tlak v brzdové kapalině kapalinové části soustavy. Při výpočtu jsem vycházel z následujících parametrů:

- tlak vzduchu dodávaného traktorem do brzdové soustavy je $p_v = 6,5$ bar. Tuto hodnotu jsem zjistil z protokolů brzdových zkoušek předchozích typů secích strojů firmy Farnet.
- tlak brzdové kapaliny při maximálním brzdění $p_k = 120$ bar, což je hodnota udávaná výrobcem zvolených vlastních brzd [19].

5.2.1 Membránový válec

Volím membránový válec 423056 firmy Wabco, který má oproti ostatním typům válců speciální šrouby pro připojení hlavního válce (obr.21). Použitím jiných typů by musel být vyroben zvláštní díl, který by spojoval obě tyto součásti.

Podle charakteristiky membránového válce udávané výrobcem (obr.22), určil výslednou sílu vyvozenou válcem při plném brzdění. Uvažoval jsem pracovní zdvih, který se bude vzhledem k průměru a zdvihu brzdových válečků pohybovat v první polovině celkového možného zdvihu.



Obr.22: Charakteristika válce Wabco 423 056 Zdroj: [24]

Síla vyvozená membránovým válcem v předpokládaném rozmezí zdvihu $z = 10 - 25\text{ mm}$ při tlaku vzduchu 6,8 bar (z obr. 22): $F_{MV6,8} = 9800\text{ N}$

Přepočet na sílu vyvozovanou při tlaku vzduchu 6,5 bar (vychází z konzultace s dodavatelem válce): $F_{MV6,5} = F_{MV6,8} \cdot 0,95 = 9310\text{ N}$ (12)

Dodavatel této součástky – firma Wabco uvádí cenu válce 2700 Kč.

5.2.2 Hlavní válec

V této části návrhu jsem volil hlavní válec takových parametrů, aby výstupem z převodníku byla hodnota tlaku kapaliny maximálně 120 barů. Volím hlavní válec s průměrem pístku 31,75 mm, se zdvihem 50mm (shodný zdvih jako membránový válec). Hodnota tlaku kapaliny při plném brzdění bude tedy:

$$p_K = \frac{F_{MV6,5}}{S_p} \cdot \eta_{HV} = \frac{F_{MV6,5}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} \cdot \eta_{HV} = \frac{9310\text{ N}}{\frac{\pi \cdot (31,75\text{ mm})^2}{4}} \cdot 0,98 = 11,8\text{ Mpa} = 118\text{ bar} \quad (13)$$

Hodnotu účinnosti hlavního válce jsem určil podle [7]: $\eta_{HV} = 0,98$

Jako dodavatele zvoleného hlavního válce volím firmu Vap Prešov [18]. Cena zvoleného válce 443 611 912 809 je 1300 Kč. Alternativou je odběr od firmy ATE, která ovšem hlavní válec stejných parametrů nabízí za 3200Kč.

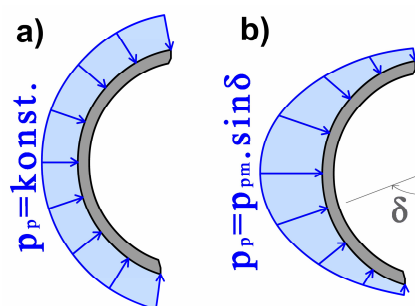
5.2.3 Nádobka na brzdovou kapalinu

Velikost objemu brzdové nádoby jsem volil podle výtlačného objemu zvoleného hlavního válce, jehož hodnota je $39,15\text{cm}^3$. Dále musí být připočítán rezervní objem pro dlouhodobou činnost brzdy. Jako celkový objem tedy uvažuji zhruba trojnásobek výtlačného objemu hlavního válce.

Volím tedy nádobku o objemu 130cm^3 (č. 03.3508-0401) dodávanou firmou ATE. Uváděná cena nádoby je 210 Kč.

5.3 Výpočet účinku vlastních kolových brzd

Výrobce uvádí pro zvolený typ vlastní brzdy maximální brzdný moment 1300Nm . Pro ověření provádím výpočet parametrů této brzdy. Výpočet je proveden podle [11], s uvažováním konstantního průběhu přitlačného tlaku (obr.23a) mezi brzdovými čelistmi a bubnem. Tento postup je zjednodušen, protože ve skutečnosti je rozložení tlaku podle části sinusové křivky (obr.23b). Výsledky těchto postupů se podle mých zkušeností liší jen málo, proto považuji výpočet s konstantním průběhem tlaku pro tento případ za dostačující.



Obr.23: Přitlačný tlak na brzdové čelisti Zdroj:[8]

Nejprve provádím výpočet síly, kterou působí brzdový pístek na brzdovou čelist. Vycházím z tlaku kapaliny $p_K = 118\text{bar}$, průměru pístků brzdového válečku $d_v = 23,81\text{mm}$ a uvažované účinnosti válečku $\eta_v = 0,98$ podle [7]:

$$F_1 = F_2 = p_K \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot \eta_v = 11,8\text{Mpa} \cdot \frac{\pi \cdot (23,81\text{mm})^2}{4} \cdot 0,98 = 5149\text{N} \quad (14)$$

Dalším krokem je výpočet přitlačného tlaku mezi brzdovými čelistmi a bubnem na náběžné a úběžné straně s dosazením skutečných rozměrů zvolené brzdy Knott:

$$p_1 = \frac{F_1 \cdot (a+e)}{b \cdot R \cdot [(a+f \cdot m) \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) + (f \cdot a - m) \cdot (\sin \beta_2 - \sin \beta_1) - f(\cos \beta_1 - \cos \beta_2)R(\cos \beta_1 - \cos \beta_2)(\beta_2 - \beta_1)]}$$

$$p_1 = 3183 \text{ kPa} \quad (15)$$

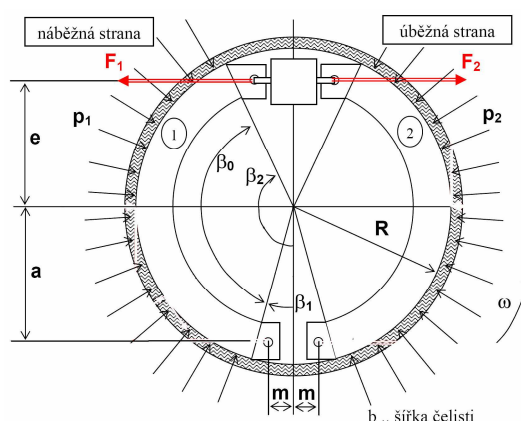
$$p_2 = \frac{F_2 \cdot (a+e)}{b \cdot R \cdot \left[2 \cdot (a+f \cdot m) \cdot \sin \left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{2} \right) + f \cdot R \cdot (\beta_2 - \beta_1) \right]} = 1253 \text{ kPa} \quad (16)$$

Dosažené hodnoty rozměrů brzdy:

$$R = 0,1 \text{ m} ; m = 0,0235 \text{ m} ; e = 0,07 \text{ m} ; a = 0,075 \text{ m} ; b = 0,03 \text{ m}$$

$$\beta_1 = 33^\circ ; \beta_2 = 148^\circ - \text{přepočtením na radiány: } \beta_1 = 0,27 ; \beta_2 = 2,58$$

Z výsledků vztahů (15) a (16) je patrné, že ve skutečnosti se používají mnohem větší přítláčné tlaky mezi brzdovými čelistmi a bubnem, než jsou literaturou uváděné hodnoty $p = 900 \div 1200 \text{ kPa}$, uváděné v [7] a [11]. Firma Knott tyto brzdy vyrábí a dodává přes 10 let. Větší přítláčný tlak má vliv na životnost brzdového obložení, ovšem při předpokládaném malém využití brzd u secího stroje je životnost obložení delší.



Obr.24: Obecné rozměry bubnové brzdy
Zdroj:[11]

Celkový brzdový moment vyvozený jednou bubnovou brzdou je potom:

$$M_T = f \cdot b \cdot (\beta_2 - \beta_1) \cdot R^2 \cdot (p_1 + p_2) = 801 \text{ Nm} \quad (17)$$

Hodnotu součinitele tření jsem volil podle [7]: $f = 0,3$.

Výsledný moment je tedy větší než potřebný moment určený vztahem (11), účinek brzd má tedy rezervu.

5.4 Umístění jednotlivých prvků soustavy

5.4.1 Ovládání provozní brzdy

Brzdový ventil je spolu se vzduchojemem umístěn v přední části stroje pod zásobníkem osiva. Ventil je připevněn ke vzduchojemu pomocí dvou šroubů a vzduchojem je pomocí dvou třmenů upevněn k rámu stroje. Od brzdového ventilu vede dopředu směrem k oji stroje připojovací brzdová hadice. Do zadní části stroje vede od ventilu vzduchová hadice směrem ke vzducho-kapalinového převodníku.

Vzducho-kapalinový převodník je umístěn pod zadní částí zásobníku osiva. K rámu stroje je připevněn pomocí jednoduchého držáku (viz KSD-DP-002, poz.3). Převodník je umístěn tak, aby byl částmi rámu chráněn proti poškození od odlétávajících částí od pracovních orgánů, ale také aby k němu byl snadný přístup pro doplňování brzdové kapaliny do nádoby na kapalinu.

Od vzducho-kapalinového převodníku je brzdová kapalina vedena brzdovým potrubím, které se v zadní části rámu rozvětvují pro přívod k jednotlivým vlastním brzdám. Všechna připojovací šroubení brzdového potrubí mají závit M10x1 s výjimkou připojení k hlavnímu válci, kde je závit M12x1. Rozvětvení je provedeno pomocí rozvodek brzd.

V zadní části u uchycení nápravy jsou v místech, kde se mění poloha hlavního rámu stroje nápravy, použity brzdové hadice, které se tvarově přizpůsobí změně polohy nápravy. Brzdové hadice vedou kapalinu k horní části rámu nápravy, odkud je dále vedena brzdovým potrubím k vlastní brzdě podél horní hrany bočnice rámu nápravy. Vedení brzdovým potrubím od brzdové hadice k vlastní brzdě je zvoleno kvůli bezpečnosti. V případě přívodu kapaliny brzdovou hadicí přímo k vlastní brzdě, které jsem původně zvažoval, by mohlo dojít k poškození hadice při pohybu částí rámu.

Brzdové trubičky (a lanovod) jsou k rámu upevněny pomocí plechových úchytů, které jsou k rámu stroje připevněny pomocí šroubového spoje. V částech rozvětvení jsou k rámu pomocí šroubů uchycené rozvodky brzd. Výše uvedené díly jsou viditelné ve výkresové dokumentaci (viz příloha).

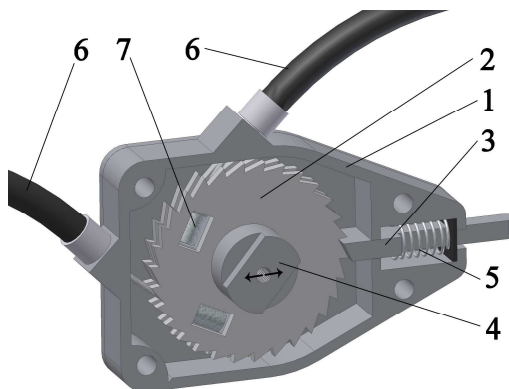
5.4.2 Ovládání parkovací brzdy

Lanovody pro ovládání parkovací brzdy jsou vedeny od vlastních brzd podél spodní hrany bočnice rámu nápravy. Vyvedeny jsou do horní části rámu, kde je umístěn mechanismus ovládání parkovací brzdy. Na každé ze dvou částí nápravy je samostatný ovládací mechanismus, který ovládá vždy dvě kolové brzdy.

Mechanismus ovládání je navržen tak, aby vyrovnával rozdíly délek ovládacích lanek a bylo tak dosaženo stejné ovládací síly pro obě vlastní brzdy. Toho je docíleno posuvným uložením navíjecího členu (rohatky) v tělese mechanismu (obr.25). Při pootočení pákou, připevněnou na hřídelku, dochází k navíjení lanek na mezikus mezi dvěma rohatkami. Ta je tvořena ze třech částí, které plní funkci uchycení konců ovládacích lanek a jejich rovnoměrné navíjení.

Těleso mechanismu se skládá z předního a zadního krytu, které plní funkci uložení hřídelky, a ze středního dílu. Díly tělesa jsou sešroubovány čtyřmi šrouby, které zároveň zajišťují připevnění mechanismu k nosníku rámu nápravy. Předním krytem je potom hřídelka z tělesa, aby bylo možné připojit ovládací páku. Pro oba mechanismy, na obou částech nápravy, bude sloužit jedna přenosná ovládací páka. Na obr. 21 nejsou pro přehlednost přední kryt tělesa mechanismu a ovládací páka zobrazeny.

Pro zajištění dlouhé životnosti je vnitřní prostor mechanismu utěsněn proti vlhkosti. Vstupy bovdenů do tělesa jsou utěsněny pomocí o-kroužků. Místo výstupu západky je utěsněno pomocí obdélníkového těsnění, které je na stěnu tělesa přitlačováno pružinou. Místo vývodu hřídelky z tělesa je kvůli umožnění posuvu hřídelky do stran těsněno pryžovým kroužkem mezi plochami předního krytu a nástavce pro připojení páky (viz příloha – výkres KDS-DP-003).



Obr.25: Mechanismus ovládání ruční brzdy Zdroj: Vlastní vypracování
1 – těleso, 2 – rohatka, 3 – západka, 4 – hřídelka, 5 – pružina, 6 – bovdén, 7 – zakončení lanka

Mechanismus ovládání ruční brzdy je tedy založen na jednoduchém principu, který umožňuje jednoduché ovládání a zajišťuje dlouhou životnost i při méně častém používání. Jednotlivé díly mechanismu jsou navrženy tak, aby je bylo možné pomocí laseru vypálit z plechu. Tím je zjednodušena výroba a tedy snížena cena dílů.

5.5 Zahřátí brzd

Brzdy jsou u secího stroje relativně velmi málo využívány - vzhledem k velmi krátkým časům provozu na pozemní komunikaci v porovnání s časem stráveným při práci na poli. Proto v praxi nedochází k nadměrnému zahřívání brzd, přestože jejich chlazení je díky znečištění a malé provozní rychlosti značně omezeno. Pro představu jsem provedl výpočet zahřátí brzdových bubnů při jednom zabrzdění stroje. Postup uvedeného výpočtu je podle [8].

Při brzdění hmoty 4500kg z rychlosti 30km/h se kinetická energie

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 4500 \text{ kg} \cdot (8,33 \text{ m/s})^2 = 312200 \text{ J} = 312,2 \text{ kJ} \quad (18)$$

přemění v teplo. Uvažuji případ, kdy veškeré teplo vzniklé brzděním přechází do brzdového bubnu bez odvodu tepla do okolí. Čtyři použité brzdové bubny, každý o hmotnosti 3 kg, se ohřejí o teplotu:

$$\Delta T = \frac{E_p}{c \cdot m_B} = \frac{312,2 \text{ kJ}}{0,5 \text{ kJ/kgK} \cdot 4 \cdot 3 \text{ kg}} = 52 \text{ K} \approx \Delta t = 52^\circ \text{C} \quad (19)$$

Za předpokladu měrné tepelné kapacity litiny $c = 0,5 \text{ kJ/kgK}$ - podle [8].

Přičemž provozní teploty bubnových brzd dosahují při značném brzdění (podle [19]) hodnot až kolem 400 – 500 °C.

Při prudkém zabrzdění stroje se tedy bubny podle uvedených předpokladů ohřejí o 52°C. Vzhledem k této hodnotě tedy nelze předpokládat přehřátí brzd za provozu s ohledem na relativně krátké vzdálenosti, které traktory se secími stroji při přesunu mezi pracovišti přejíždějí.

5.6 Možnost dalšího využití soustavy

Tato soustava je navrhovaná tak, aby bylo možné ji využít i na jiných typech strojů. Parametry soustavy lze upravit změnou parametrů jednotlivých dílů soustavy, tedy velikostí membránového válce, průměrů pístků hlavního válce a brzdového válečku, nebo velikostí vlastních brzd. Brzdová soustava musí být navrhována pro konkrétní typ stroje, resp. pro jeho hmotnost a konstrukční rychlost.

5.6.1 Použití pro stroj Excelent 6 Premium

Příkladem tohoto použití uvádím změnu parametrů soustavy pro alternativu stroje s menší pracovní šířkou Excelent 6 Premium. Tento stroj má hmotnost 6000kg. Stroj Excelent 6 má shodnou maximální konstrukční rychlost jako Excelent 8, musí tedy být dosaženo stejné brzdné dráhy, tedy zpomalení. Brzdná síla, kterou musí vyvodit vlastní brzdy nápravy bude ovšem menší, protože na nápravu stroje Excelent 6 připadá hmotnost 3800kg. Podle vztahu (9) bude tedy tato síla:

$$F_{B6} = 3800\text{kg} \cdot 2,3\text{m/s}^2 - 0,015 \cdot 3800\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \doteq 8180\text{N} \quad (20)$$

Podle (10) je potřebný brzdný moment vyvozený všemi brzdami:

$$M_{B6} = 8180\text{N} \cdot 0,305\text{m} + 8 \cdot 0,8\text{Kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{2,3\text{m/s}^2}{0,305\text{m}} = 2440\text{Nm} \quad (21)$$

Každá kolová brzda musí tedy vyvodit moment 610Nm .

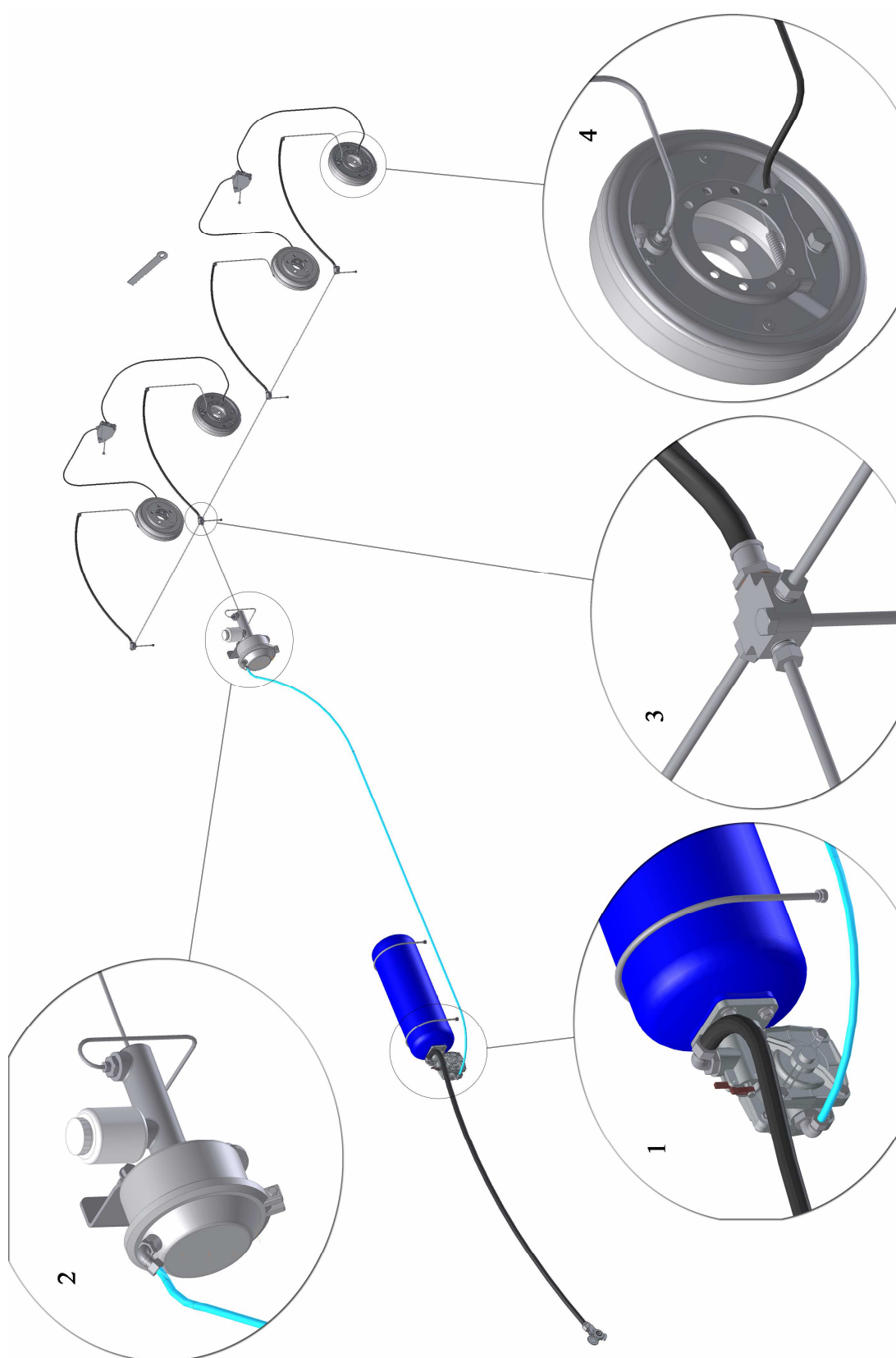
Při použití membránového válce typu 423055, který má menší průměr než membránový válec použitý u Excelent 8. Při tlaku vzduchu 6,5 bar potom vyvodí sílu na hlavní válec 7400N, tedy o 19,5% menší než v případě použití většího hlavního válce(12). Tlak kapaliny vyvozený válcem s průměrem pístku 31,75mm bude tedy také o 19,5% menší, v porovnání s hodnotou (13), tedy:

$$p_{K6} = 0,805 \cdot p_K = 0,805 \cdot 118\text{bar} = 95\text{bar} \quad (22)$$

U každé vlastní brzdy potom vychází hodnoty o 19,5% menší, než ve vztazích (13-17). Brzdový moment vyvozený brzdou v tomto případě bude:

$$M_{T6} = 0,805 \cdot M_T = 0,805 \cdot 801\text{Nm} = 646\text{Nm} \quad (23)$$

Vyvozený moment je tedy vyšší, než potřebný moment.



Obr.26: Celkové znázornění brzdové soustavy s vyznačením detailů: 1 – brzdový ventil, 2 – vzducho-kapalinový převodník, 3 – rozvětvení rozvodu brzdové kapaliny, 4 – bubnová brzda Knott

Zdroj: Vlastní vypracování



5.7 Odvzdušnění kapalinové části soustavy

U této brzdové soustavy jsou navrženy odvzdušňovací šrouby pouze u brzdových válečků, tedy na koncích kapalinového rozvodu. Tento způsob je zvolen kvůli relativně velké hodnotě výtlačného objemu hlavního válce. V praxi tak bude možné na jeden pracovní zdvih hlavního válce odvzdušnit jednu ze čtyř větví, protože veškerá brzdová kapalina bude i se vzduchovými bublinami vytlačena kapalinou z nádoby. Odvzdušňovací šrouby v dalších částech soustavy by tedy byly zbytečné.

5.8 Cenový výpočet

V závěru této kapitoly uvádím tabulku, která je souhrnem použitých dílů. Je zde uvedena specifikace jednotlivých dílů, cena a dodavatel dílu (pokud jsem dodavatele volil sám).

Tab. 1:

Zdroj: vlastní vypracování

Díl	Specifikace	Počet	Cena Kč/ks	Celk. cena Kč	Dodavatel
Vzduchojem 12L	VzTr 12/206/3	1	880	880	Sklad Farnet*
Rozvaděč 0,8MPa	443 612 331 000	1	1550	1550	Sklad Farnet*
Připojovací hlavice	443 612 390 802	1	90	90	Sklad Farnet*
Těsnění 75x55x2	ČSN 029307	1	5,5	5,5	Sklad Farnet*
Těsnění 22x16x1,5	ČSN 029307	5	5	25	Sklad Farnet*
Vzduchová hadice	DN13 PN10 4m	1	260	260	Sklad Farnet*
Těsnění 14x8,5x1	ČSN 029307	3	4,5	13,5	Sklad Farnet*
Šroub M10x25	ČSN 021174	4	5,3	21,2	Sklad Farnet*
Matice M10	ČSN 021401	4	2,9	11,6	Sklad Farnet*
Podložka 10,5	ČSN 021702	4	1,6	6,4	Sklad Farnet*
UPS M22/M22 Js12	6 702 222 015	1	97	97	Sklad Farnet*
UPS M22/M16	6 702 216 010	1	96	96	Sklad Farnet*
UPS M216/M14	6 701 416 010	1	91	91	Sklad Farnet*
Třmen uchycení	M8 – pr206	2	88	176	Výroba
Matice M8	ČSN 021401	4	2,7	10,8	Sklad Farnet*
Podložka 8,4	ČSN 021702	36	1,5	54	Sklad Farnet*
Zátka vzduchojemu	M15x1	2	21	42	Sklad Farnet*
Hadice vzduchová:					
Hadice 10x1 – 4m	DIN 74324	1	60	60	Sklad Farnet*
Vložka hadice 8x13	6908	2	2	4	Sklad Farnet*
Matice převlečná	M2 10L	2	4,5	9	Sklad Farnet*
Zářezný kroužek	ZK210L/S	2	3	6	Sklad Farnet*
Membránový válec	423056	1	2698	2698	Wabco ČR
Hlavní válec 31,75	443 611 912 809	1	1305	1305	VAP Prešov
Nádoba brzd. Kap.	03.3508-0401	1	210	210	ATE
Podložka 13	ČSN 021702	2	1,8	3,6	Sklad Farnet*



Pokračování tab. 1:

Šroub M12x25	ČSN 021174	2	5,8	11,6	Skład Farnet*
Šroub M10x25	ČSN 021101	2	4,8	9,6	Skład Farnet*
Držák převodníku	KSD-DP-012	1	195	195	Výroba
Brzd. trubička přívodní	KSD-DP-030	1	420	420	Karban Ostrava
Brzd. trubička rozvodu	KSD-DP-029	3	295	885	Karban Ostrava
Brzd. trubička zadní L	KSD-DP-024	2	315	630	Karban Ostrava
Brzd. trubička zadní P	KSD-DP-025	2	315	630	Karban Ostrava
Rozvodka brzd 3 děrová	XS 110 595 463	3	40	120	JS Autocentrum
Rozvodka brzd 4 děrová	XS 113 595 460	1	45	45	JS Autocentrum
Těsnění měděné 12x16	933-821216	6	1,8	10,8	LK Auto
Šroub M5x100	ČSN 021101	4	6,8	27,2	Skład Farnet*
Šroub M6x110	ČSN 021101	4	7,2	28,8	Skład Farnet*
Podložka 5,3	ČSN 021702	7	1,2	8,4	Skład Farnet*
Podložka 6,4	ČSN 021703	8	1,1	8,8	Skład Farnet*
Matice M6	ČSN 021401	8	2,6	20,8	Skład Farnet*
Matice M5	ČSN 021401	4	2,3	9,2	Skład Farnet*
Brzdová hadice	PHD 101	4	238	952	LK Auto
Bubnová brzda + Buben	24966	4	7220	28880	Knott
Podložka bubnu	KSD-DP-071	4	95	380	Výroba
Šroub M16x25	ČSN 021143	20	24	480	Crater HK
Lanovod	C7A010	4	220	880	LK Auto
Zátka rozvodu	M10x1	2	17	34	Skład Farnet*
Zadní kryt	KSD-DP-047	2	195	390	Výroba
Stěna	KSD-DP-048	2	355	710	Výroba
Přední kryt	KSD-DP-046	2	155	310	Výroba
Hřídelka	KSD-DP-051	2	120	240	Výroba
Rohatka	KSD-DP-049	4	145	580	Výroba
Mezikus	KSD-DP-050	2	115	230	Výroba
Západka	KSD-DP-052	2	165	330	Výroba
Těsnění západky	KSD-DP-053	2	13	26	Skład Farnet*
Pružinka	KSD-DP-054	2	25	50	Tratec-CS
Těsnící kroužek 26x45-3	ČSN 029307	2	12	24	Skład Farnet*
Úchyt páky	KSD-DP-055	2	125	250	Výroba
Těsnící kroužek 6	ČSN 029281	4	2,2	8,8	Skład Farnet*
Šroub M5x15	ČSN 021143	1	3,6	3,6	Skład Farnet*
šroub M6x25	ČSN 021151	4	4,2	16,8	Skład Farnet*
Páka	KSD-DP-065	1	105	105	Výroba

Celková cena soustavy	45666 Kč
-----------------------	----------

- uvedené ceny jsou bez DPH

* díly používané firmou Farnet, jejíž dodavatele nemohu ovlivnit

6. Zhodnocení

Tato práce se zabývala návrhem brzdové soustavy pro nový typ secího stroje firmy Farnet.

Cílem bylo navrhnout brzdovou soustavu, splňující funkční požadavky dané předpisy, dlouhou životnost a nízkou cenu. Z počátku byla snaha o celkové řešení s použitím kotoučové brzdy, která by byla u secího stroje pokrokovým řešením. Při rozboru možných variant řešení se ovšem ukázalo, že z hlediska funkce a životnosti bude pro dané podmínky lepší použít brzdy bubnové, které nejsou tak citlivé na špatné pracovní podmínky.

Navržená brzdová soustava splňuje všechny předepsané požadavky. Díky zvoleným bubnovým brzdám je zajištěna její dlouhá životnost a spolehlivá funkce. Volbou jednoduchých řešení dílů a vhodných dodavatelů, byla zajištěna také přijatelná cena celé soustavy.

V době dokončování této práce byl vyroben pouze jeden stroj Excelent 8 Premium jako prototyp pro odzkoušení pracovní funkce. Byl tedy ještě bez brzdové soustavy. Po namontování mnou navržené brzdové soustavy na secí stroj bude nutné provést brzdovou zkoušku, kterou zajišťuje Státní zkušebna zemědělských, potravinářských a lesnických strojů. Zkouška je součástí homologace, při které je stroj schválen pro přepravu po pozemních komunikacích.

Seznam použité literatury:

- [1] Roh, J. a spol.: Stroje používané v rostlinné výrobě. 2. vyd. Praha 2003.
- [2] Pastorek a kol.: Zemědělská technika dnes a zítra. 1. vyd. Praha, 2002.
- [3] Karlheinz Keller, Christian Linke: Úspěch bez pluhu. 1. vyd. Praha 2006.
- [4] Mechanizace zemědělství č.3/2008 – časopis.
- [5] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. 1. vyd. Brno 2000.
- [6] Vlk, F.: Úlohy z dynamiky motorových vozidel. 1. vyd. Brno 2001.
- [7] Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. 1. vyd. Brno 2000.
- [8] Petránek J.: Stavba automobilových vozidel. 1. vyd. Praha 1959
- [9] Vyhláška 341/2002 Sb. – o schvalování způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.
- [10] Předpis TRANS/WP.29/R274 - Jednotná ustanovení pro homologaci zemědělských vozidel z hlediska brzdění.
- [11] Pavel Němeček: Kolové dopravní a manipulační stroje I - přednášky
- [12] www.horsch.com
- [13] www.farmet.cz
- [14] www.kverneland.cz
- [15] www.lemken.com
- [16] www.farmweb.cz
- [17] www.knorr-bremse.com
- [18] www.vappresov.sk
- [19] <http://bremsen-de.knott.de/>
- [20] www.wabco-auto.com
- [21] <http://info.amazone.de/DisplayInfo.aspx?id=7830>
- [22] <http://info.amazone.de/DisplayInfo.aspx?id=6824>
- [23] http://horsch.com/download/pdf/airseeder_co_de.pdf
- [24] <http://www.wabco.info/intl/pdf/815/000/028/815028t1.pdf>
- [25] <http://www.podhoran.cz/page/101.autoagregaty/?&PAGE=4>
- [26] <http://www.koltico.cz/kategorie/pneu-pro-zahradni-a-malou-komunalni-techniku.aspx>
- [27] www.trw.cz
- [28] http://www.conti-online.com/generator/www/com/en/ate/ate/general/home/index_en.html
- [28] <http://www.haldex.com/en/>

Seznam příloh:

Přílohou diplomové práce je základní výkresová dokumentace. Tvoří je čtyři sestavy, na kterých jsou znázorněny všechny použité díly navržené brzdové soustavy (každý díl má své číslo – KSD-DP-XXX). Výkresy jsou také na přiloženém CD ve formátu PDF (spolu se souvisejícími soubory).

KSD-DP-001 brzdová soustava – celková sestava

KSD-DP-002 sestava vzduchokapalinového převodníku

KSD-DP-003 sestava mechanismu ovládání parkovací brzdy

KSD-DP-004 sestava nápravy – uchycení hřídele nápravy a bubnových brzd